

УДК 629.114.2.032.001.1

А.С. Полянский, А.Г. Хворост

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ТРОГАНИИ С МЕСТА

Оценены резонансные режимы силовой передачи гусеничного трактора при агрегатировании с плугом, экспериментально доказана перегрузка трансмиссии трактора при трогании с места.

Ключевые слова: гусеничная машина, силовая передача, резонансные режимы.

Введение

Постановка проблемы. Для тяговых гусеничных машин, например тракторов, характерен неустановившийся режим работы, обусловленный изменением регулируемого скоростного режима двигателя внутреннего сгорания (ДВС), переключением передач, нестабильностью тяговой нагрузки и т.д.

Данный режим работы определяет динамическую нагруженность элементов силовой передачи тяговых машин, определяющих ее долговечность.

Анализ последних достижений и публикаций. Проблема снижения динамической нагруженности машинных агрегатов с ДВС определила направление исследований по динамике транспортно-

тяговых машин [1 – 3], в которых решены задачи повышения их динамических качеств. Данные задачи решались при установившемся режиме работы.

Цель работы определена необходимостью оценки динамической нагруженности трансмиссии тяговой гусеничной машины при трогании с места.

Основной материал

На гусеничных тракторах типа Т-150-09 установлена двухпоточная трансмиссия (рис. 1) [4], позволяющая производить поэтапный разгон при выполнении сельскохозяйственных работ.

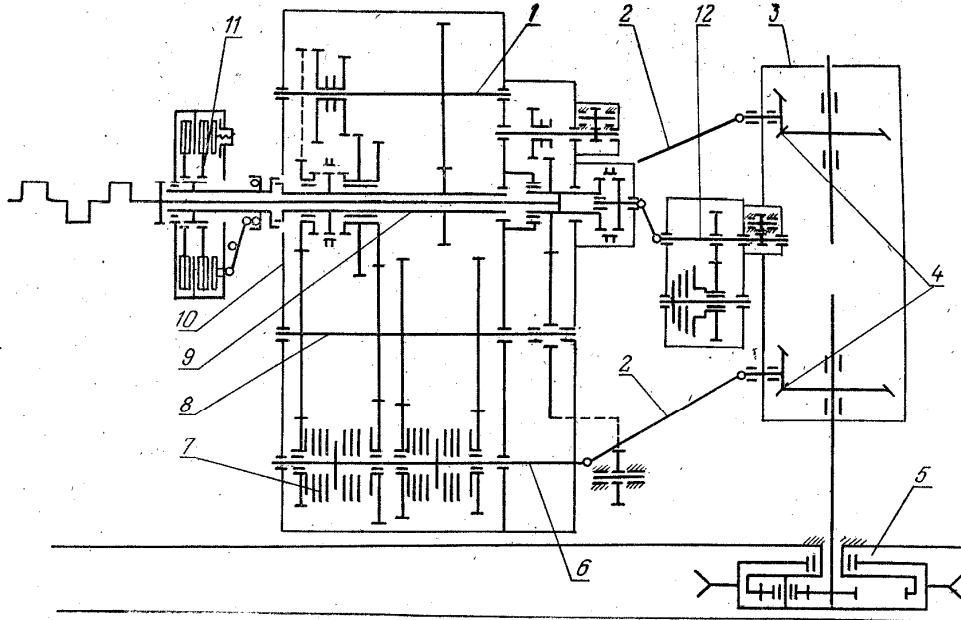


Рис. 1. Кинематическая схема гусеничного трактора типа Т-150-09:
 1 – вал заднего хода и ходоуменьшителя; 2 – карданная передача; 3 – задний мост; 4 – главные передачи; 5 – конечная передача; 6 – вторичный вал; 7 – фрикционная муфта; 8 – промежуточный вал; 9 – первичный вал; 10 – коробка передач; 11 – сцепление; 12 – привод ВОМ

Коробка передач данного трактора имеет два вторичных вала 6, каждый из которых приводится от промежуточного вала 8 (для упрощения схемы на рис. 1 показан один).

На вторичных валах установлены фрикционные муфты 7 и тормоза ленточного типа, при помощи которых осуществляется поворот трактора.

Фрикционные муфты выполняют двойную роль – обеспечение переключения передач и поворот трактора. От вторичных валов 6 крутящие моменты отдельным потоком передаются карданными передачами 2 к двум главным передачам 4, размещенным в заднем мосту 3, и далее через конечные передачи 5 – к гусеницам.

При движении трактора без поворотов динамика силовой передачи (ДВС – трансмиссия) данного трактора оценена по нелинейной модели, представленной в виде цепной модели (рис. 2).

При определении собственных частот модели динамические параметры левого и правого бортов трактора при движении без поворотов приняты одинаковыми, что позволило оценить динамику силовой передачи по цепной модели. В данной модели отнесены к сосредоточенным массам: ① – массы кривошипно-шатунного механизма ДВС и ведущие элементы муфты сцепления; ② – массы ведомых элементов муфты сцепления, элементов коробки пере-

дач и конечных передач, гусеничного обода и вращающихся деталей ходовой системы; ③ – поступательно движущаяся масса трактора. Жесткости C_1 и C_2 в данной модели определяются упругими соединениями сосредоточенных масс ① и ②; ② и ③.

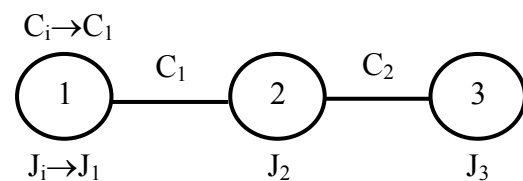


Рис. 2. Динамическая модель силовой передачи трактора Т-150-09 при движении без поворотов:
 $J_i = \sum (J_1 + J_2 + J_3)$ – моменты инерции сосредоточенных масс ①, ② и ③; $C_i = \sum (C_1 + C_2)$ – жесткости упругих соединений

Уравнения движения данной модели при установившемся режиме работы трактора записываются в виде

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{11} \dot{\varphi}_1 + b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{дв}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + & \\
 + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где b_1, b_{12} – демпфирование по массе ДВС и в зубчатых соединениях силовой передачи; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы закрутки валов между массами ①, ② и ③; $M_{дв}(t)$ – момент ДВС при неустановившейся нагрузке.

Для оценки резонансной частоты силовой передачи при неустановившемся режиме работы введены новые переменные:

q_0 – угол поворота, характеризующий вращение системы как единого твердого тела;

$q_1 = (\varphi_1 + \Delta_1 - \varphi_2)$, $q_2 = (\varphi_2 - (\varphi_3 + \Delta_2))$ – характеризуют колебательный процесс зубчатых соединений q_1 и упругих валов q_2 силовой передачи;

Δ_1, Δ_2 – половина зазора соответственно в зубчатых соединениях и гусеничной цепи.

С учетом новых переменных уравнения (1) записываются в виде

$$\begin{aligned} \ddot{q}_0 &= \frac{M_{дв}(t)}{J_1 + J_2 + J_3}; \\ \ddot{q}_1 + \left(\frac{b_1}{J_1} + b_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) \dot{q}_1 + C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} (q_1 - \Delta_1) - \\ & - \frac{C_{23}}{J_2} (q_2 + \Delta_2) = \frac{M_{дв}(t)}{J_1}; \\ \ddot{q}_2 - \frac{b_{12}}{J_{12}} \dot{q}_1 - \frac{C_{12}}{J_2} (q_1 - \Delta_1) - C_{23} \frac{J_3 + J_2}{J_3 J_2} (q_2 + \Delta_2) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

В данном уравнении $M_{дв}(t)$ определяется по уравнению [2]

$$M_{дв}(t) = \frac{M_{ср}}{Z} \left\{ 1 + E \left[\frac{\left(q_0 + q_1 \frac{1 + \operatorname{sgn}(q_1)}{2} \right) Z}{2m\pi} \right] \right\} + M_v \sin v(q_0 + q_1),$$

где $M_{ср}$ – средний крутящий момент ДВС при неустановившейся нагрузке; Z – число цилиндров ДВС; M_v – амплитуда возмущающего момента порядка $v = 3$; $E[x]$ – целая часть числа x ; m – коэффициент тактности ДВС.

Решение системы уравнений (2) проводилось на ПЭВМ в среде MATHCAD ver. 7. При расчетах были приняты следующие параметры динамической модели силовой передачи трактора Т-150-09, приведенные к оси ведущего колеса: $J_1 = 1250,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 238,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3 = 1563,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $C_1 = 13440 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$; $C_2 = 1221990 \text{ кН}\cdot\text{м/рад}$.

При плавном трогании трактора Т-150-09 без тяговой нагрузки отмечена резонансная зона крутильных колебаний на валу муфты сцепления ДВС в промежутке времени 1,0...1,2 с (рис. 3), являющаяся следствием автоколебаний фрикционной связи муф-

ты сцепления. При оценке влияния J_i и C_i на резонансные зоны силовой передачи трактора методика расчета системы уравнений (2) предусматривала последовательное изменение (сначала уменьшение, а затем увеличение в 2 раза по сравнению с номинальным) упругого или инерционного параметра одного элемента при фиксированных параметрах остальных элементов модели и расчет собственных частот на каждом шаге расчета.

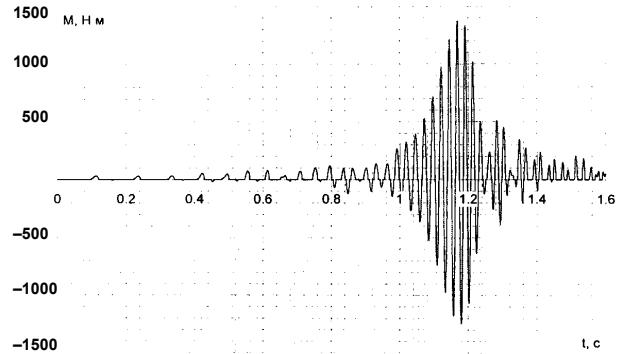


Рис. 3. Резонансная зона крутильных колебаний вала муфты сцепления трактора Т-150-09 при трогании с места

При трогании с места трактора Т-150-09 отмечены четыре собственные частоты динамической модели силовой передачи. *Первая собственная частота* (7,5 Гц) не входит в диапазон собственных частот колебаний остова на подвеске, а также в диапазон возбуждений от перематки гусениц. Отстройка от резонанса наиболее эффективна за счет изменения жесткости элементов муфты сцепления и валов трансмиссии, позволяющих при изменении данных параметров в 2 раза отклонить первую собственную частоту на 5...20%. *Вторая собственная частота* (36,8 Гц) может совпадать с 1-й гармоникой ДВС. Отстройка от резонанса с этой частотой возможна за счет момента инерции масс (от коробки передач до главной передачи), либо за счет жесткости валопроводов от ДВС до конечной передачи (см. рис. 1), обеспечивающих изменение второй собственной частоты на 3...16%. *Третья собственная частота* (84,3 Гц) может совпадать со 2-й, 2,5-й и 3-й гармониками ДВС. Отстройка от резонанса наиболее эффективна (до 90%) может быть достигнута за счет изменения момента инерции ведомых элементов муфты сцепления и карданного вала, либо жесткости связи на участке двигатель – муфта сцепления. *На четвертой собственной частоте* (154,5 Гц) возможны окolorезонансные режимы, совпадающие с 4-й гармоникой. Данная частота наиболее эффективно отстраивается за счет уменьшения жесткости валов коробки передач, либо за счет увеличения жесткости участков трансмиссии от конечной передачи до ведущего колеса (рис. 1).

При экспериментальных исследованиях трактора Т-150-09 на пахотных работах отмечены при

трогання с места перегрузки элементов трансмиссии, являющиеся в основном следствием резонансных частот элементов силовой передачи (табл. 1).

Таблица 1

Нагрузки в элементах силовой передачи трактора Т-150-09 (см. рис. 1) при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35

Элементы силовой передачи	Глубина заглабления плуга		
	h = 25...27 см	h = 27...30 см	плуг выглублен
Вал муфты сцепления			
M_{\max} , Н·м	1200	1320	700
K_n	1,69	1,85	0,98
\bar{M}_{\max} , Н·м	975	1170	631
σ , Н·м	131	170	440
ν , %	13,5	14,6	6,9
Кардан левый			
M_{\max} , Н·м	710	960	400
K_n	1,52	2,1	0,86
\bar{M}_{\max} , Н·м	615	845	354
σ , Н·м	60	104	32
ν , %	9,7	12,4	8,8
Кардан правый			
M_{\max} , Н·м	900	1070	700
K_n	1,92	2,24	1,50
\bar{M}_{\max} , Н·м	790	860	592
σ , Н·м	103	142	83
ν , %	12,8	16,4	14,0
Полуось левая			
M_{\max} , Н·м	3418	4778	2010
K_n	1,64	2,35	0,98
\bar{M}_{\max} , Н·м	2934	4232	1730
σ , Н·м	288	502	219
ν , %	9,7	11,8	12,7
Полуось правая			
M_{\max} , Н·м	3950	4410	3160
K_n	1,90	2,13	1,51
\bar{M}_{\max} , Н·м	3494	3443	2720
σ , Н·м	346	642	322
ν , %	10,0	18,4	11,8

В данной таблице обозначено M_{\max} , \bar{M}_{\max} – моменты соответственно максимальные и средние

пиковые значения; $K_n = M_{\max} / M_n$ – коэффициент перегрузки; M_n – средний крутящий момент при номинальной мощности; σ – среднее квадратическое отклонение; ν – коэффициент вариации.

Анализ табл. 1 показывает, что все элементы силовой передачи при трогании трактора Т-150-09 с плугом перегружены в среднем в 1,5...2,35 раза, при трогании трактора с выглубленным плугом наблюдается снижение динамических нагрузок до 1,5 раза. Процесс плавного трогания трактора с плугом характеризуется постепенным нарастанием нагрузки на валах силовой передачи от нуля до максимума, на которое накладываются колебания крутящего момента с частотой 100...300 Гц.

Выводы

При плавном трогании гусеничного трактора без тяговой нагрузки отмечена резонансная зона крутильных колебаний на валу муфты сцепления ДВС в промежутке времени 1...1,2 с.

При трогании трактора с плугом элементы силовой передачи перегружены в среднем в 1,5...2,35 раза.

Список литературы

1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.П. Самородов, А.Н. Туренко. – Х.: ХГАТУ, 2001. – 642 с.
2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – М.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
3. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
4. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

Поступила в редколлегию 20.11.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.А. Подригало, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.

ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТЯГОВОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ ПРИ РУШАННІ З МІСЦЯ

О.С. Полянський, О.Г. Хворост

Оцінено резонансні режими силової передачі гусеничного трактора при агрегуванні з плугом, експериментально доведено перевантаження трансмісії трактора при рушанні з місця.

Ключові слова: гусенична машина, силова передача, резонансні режими.

DYNAMIC LOADING OF POWER TRANSMISSION OF HAULING CATERPILLAR MACHINE AT TOUCHING FROM A PLACE

A.S. Polyanskiy, A.G. Hworost

The modes of resonances of power transmission of caterpillar tractor are appraised at building-block design with a plough, the overload of transmission of tractor is experimentally proved at touching from a place.

Keywords: caterpillar machine, power transmission, modes of resonances.